

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-263067

(43)Date of publication of application : 26.09.2001

(51)Int.Cl.

F02B 1/12

F01L 1/34

F02B 3/10

F02B 11/00

F02B 17/00

F02B 23/10

F02B 31/00

F02D 9/02

F02D 13/02

F02D 41/02

F02D 43/00

(21)Application number : 2000-070820

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 14.03.2000

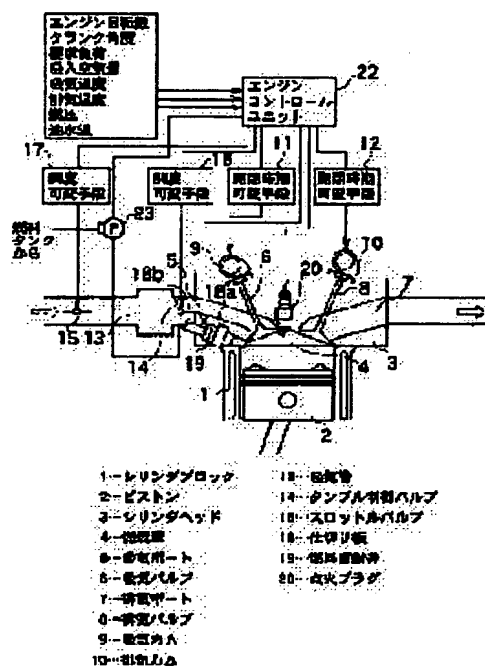
(72)Inventor : MIYAKUBO HIROSHI  
HIRATANI KOJI

## (54) COMPRESSED SELF-IGNITION TYPE GASOLINE ENGINE

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a compressed self-ignition type gasoline engine wherein the discharge of unburnt fuel is reduced in the case of compressed self-ignition and combustion and its fuel efficiency is improved.

**SOLUTION:** A tumble control valve 14 is disposed at the front end part of a partition plate 18 partitioning the inside of an intake port 5 into upper and lower parts. In the case of compressed ignition and combustion, an upper intake passage is closed by the valve 14 for the purpose of causing reverse tumble flow within combustion chamber and densely distributing the fuel injected from a fuel injection valve 19 on the exhaust side of the inside of a cylinder, and open/close timing-variable means 16, 17 are controlled in order to get the timing of intake/exhaust valves 6, 8 into a minus-overlapped condition and internal ERG(exhaust gas recirculation) gas is distributed on the exhaust side of the inside of the cylinder for the temperature on the exhaust side of the inside of the cylinder to be higher than that on the intake side thereof in temperature distribution. Accordingly, compressed ignition is caused on the exhaust side and the exhaust valve 8 is closed in the process of an exhaust stroke. Consequently, the unburnt fuel on the intake side is carried over with the EGR gas to the next cycle.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 29.11.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 04.04.2006

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 2006-09159

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection] 08.05.2006

[Date of extinction of right]

## \* NOTICES \*

JPO and NCIPJ are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

---

CLAIMS

---

## [Claim(s)]

[Claim 1] The compressed self-ignition type gasoline engine characterized by having set to the compressed self-ignition type gasoline engine which does compressed self-ignition combustion of the gaseous mixture by a part of [ at least ] operating range, and making the combustion starting position in the cylinder at the time of said compressed self-ignition combustion into an exhaust side.

[Claim 2] The compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 1 characterized by having in a cylinder the fuel injection valve which injects a direct fuel, and making the fuel concentration in the cylinder in said compressed self-ignition operating range an exhaust air bulb side become deep to an intake valve side.

[Claim 3] The compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 1 or 2 characterized by equipping with a controllable valve gear the valve timing of the minus overlap which both the intake valve and the exhaust air bulb closed near the exhaust air top dead center, and making it remain in a cylinder by making a part of exhaust air into internal EGR gas by setting valve timing as said minus overlap by the compressed self-ignition operating range.

[Claim 4] The compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 3 characterized by making the gas temperature in the cylinder in said compressed self-ignition operating range an exhaust air bulb side become high to an intake valve side.

[Claim 5] The compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 4 characterized by having equipped the inhalation-of-air system with the gas flow control means which controls a gas flow of a combustion chamber, having distributed new mind over the intake valve side of a combustion chamber in the compressed self-ignition combustion zone, and distributing said internal EGR gas over an exhaust side in the shape of a layer.

[Claim 6] The tumble flow which is a controllable tumble control means and generates in a cylinder the tumble flow which generates said gas flow control means to a combustion chamber by the compressed self-ignition operating range is a compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 5 which makes a piston crestal plane the reverse tumble flow which flows from an inspired air flow path to an exhaust side, and is characterized by controlling by the jump-spark-ignition combustion operating range so that said tumble flow turns into an order tumble flow which flows a piston crestal plane from an exhaust side to an inspired air flow path.

[Claim 7] The compressed self-ignition type gasoline engine of claim 3 characterized by injecting some fuels during said minus overlap period, and injecting the remaining fuel in the second half of a compression stroke thru/or claim 5 given in any 1 term.

[Claim 8] A compressed self-ignition type gasoline engine given in any 1 term of claim 1 to which the tangential plane which have the approximate circle cylindrical surface-like crevice where a medial axis become parallel to a crankshaft in a piston crestal plane, and touch said cylinder side at the exhaust side edge of this crevice be characterize by be form so that it may cross inside the outer edge of said cylinder head and exhaust air bulb in the piston location in about 30 degrees in front of a top dead center thru/or claim 7.

[Claim 9] The compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 8 characterized by controlling fuel injection timing so that the fuel injected in the compression stroke from said fuel injection valve is unevenly distributed near the core of an exhaust air bulb.

[Claim 10] A compressed self-ignition type gasoline engine given in any 1 term of claim 1 which has the 1st ignition plug in the center of combustion chamber abbreviation of the cylinder head, and arranges the 2nd ignition plug outside the exhaust air bulb core of said cylinder head, and is

characterized by discharging to the 2nd ignition plug near a compression top dead center in said compressed self-ignition operating range at least thru/or claim 9.

[Claim 11] The injection valve which has an ignition plug in the center of combustion chamber abbreviation of the cylinder head, and injects a direct fuel in a cylinder is arranged under the suction port. In the compressed self-ignition type gasoline engine which has the stratification combustion operating range which lights by jump spark ignition and carries out flame propagation combustion after forming gaseous mixture, and a self-ignition combustion operating range the fuel injected from this injection valve — stratification — The compressed self-ignition type gasoline engine characterized by injecting fuel injection timing in the compression stroke second half at the time of self-ignition combustion operation in the same engine speed earlier than fuel injection timing in said stratification combustion operating range.

[Claim 12] The compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 11 characterized by setting up so that spacing to fuel injection timing and the compression top dead center in the second half of a compression stroke at the time of said self-ignition combustion operation may become 2.3 times from 1.7 times to spacing from fuel injection timing in said stratification combustion operating range to ignition timing.

[Claim 13] In the compressed self-ignition type gasoline engine which switches compressed self-ignition combustion and jump-spark-ignition combustion by the service condition It has the diaphragm with which the interior of a suction port is divided into an up-and-down inhalation-of-air path, and the tumble control valve which can close either of the inhalation-of-air paths of said upper and lower sides. At the time of compression ignition combustion, close an upper inhalation-of-air path by said tumble control valve, and a combustion chamber is made to produce a reverse tumble flow. The compressed self-ignition type gasoline engine characterized by closing a lower inhalation-of-air path by said tumble control valve at the time of stratification combustion of jump spark ignition, making a combustion chamber produce an order tumble flow, and opening the inhalation-of-air path of said upper and lower sides at both the times of homogeneity combustion of jump spark ignition.

---

[Translation done.]

\* NOTICES \*

JPO and NCIPJ are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

DETAILED DESCRIPTION

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the compressed self-ignition type gasoline engine which compresses and does self-ignition of the gaseous mixture in a part of [ at least ] operating range.

[0002]

[Description of the Prior Art] Since combustion is started by the multipoint of a combustion chamber, compressed self-ignition combustion has the quick rate of combustion, and combustion by which the air-fuel ratio was stabilized also in the Lean condition compared with the usual jump-spark-ignition combustion can be realized. For this reason, since and combustion temperature falls possible [ improvement in specific fuel consumption ], NOx in exhaust gas can also be reduced sharply. [ an air-fuel ratio ]

[0003] Moreover, in high rotation and a heavy load field, reservation of high rotation and the high power engine performance at the time of a heavy load and coexistence of low rotation, the improvement in specific fuel consumption at the time of a low Naka load, and improvement in the environmental engine performance called reduction of NOx can be aimed at by making the usual jump-spark-ignition combustion perform, and changing a combustion gestalt from said jump-spark-ignition combustion to compressed self-ignition combustion in low rotation and a low Naka load field.

[0004] When making compressed self-ignition combustion perform using the low fuel of self-ignition nature like a gasoline, it is effective to use the heat energy which residual gas has. this is shown in JP,10-266878,A — as — like an exhaust air line — from — in case it shifts like an inhalation-of-air line, it realizes by establishing the minus overlap period (sealing period) when both an exhaust air bulb and an intake valve serve as close, and making the so-called internal EGR which produces residual gas positively perform.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, since the fuel distributed over the low-temperature layer near the combustion chamber wall surface was discharged as an unburnt fuel, without resulting in compressed self-ignition in order to mix to the internal EGR gas and the homogeneity to which the fuel injected by the suction port was introduced into the combustion chamber in the condition mixed with new mind, and remained to the combustion chamber, if it is in said conventional configuration, there was a trouble that aggravation and exhaust air HC of fuel efficiency increase.

[0006] the unburnt fuel in said combustion chamber wall surface — gaseous mixture — since it has the inclination which increases, so that fuel concentration is so low that gas temperature is low, the compressed self-ignition combustion at the time of low loading occurs more notably.

[0007] It is what took the example by this trouble, the purpose controls the hot EGR gas and fuel distribution in a combustion chamber, and it is high in whenever [ near the exhaust air bulb / combustion chamber internal temperature ], and is making fuel concentration deep, and this invention is offering the compressed self-ignition type gasoline engine which raised fuel consumption while it reduces discharge of the unburnt fuel at the time of compressed self-ignition combustion.

[0008]

[Means for Solving the Problem] In order to attain the above-mentioned purpose, invention according to claim 1 makes it a summary to have set to the compressed self-ignition type gasoline engine which does compressed self-ignition combustion of the gaseous mixture by a part of [ at least ] operating

range, and to have made the combustion starting position in the cylinder at the time of said compressed self-ignition combustion into the exhaust side.

[0009] In order to attain the above-mentioned purpose, in a compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 1, invention according to claim 2 is equipped with the fuel injection valve which injects a direct fuel in a cylinder, and makes it a summary to have made the fuel concentration in the cylinder in said compressed self-ignition operating range an exhaust air bulb side become deep to an intake valve side.

[0010] In order to attain the above-mentioned purpose, both invention according to claim 3 makes it a summary to equip with a controllable valve gear the valve timing of the minus overlap which the intake valve and the exhaust air bulb closed near the exhaust air top dead center, and to make it remain in a cylinder by making a part of exhaust air into internal EGR gas by setting valve timing as said minus overlap by the compressed self-ignition operating range in a compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 1 or 2.

[0011] In order to attain the above-mentioned purpose, invention according to claim 4 makes it a summary to have made the gas temperature in the cylinder in said compressed self-ignition operating range an exhaust air bulb side become high to an intake valve side in a compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 3.

[0012] In order to attain the above-mentioned purpose, invention according to claim 5 makes it a summary to have equipped the inhalation-of-air system with the gas flow control means which controls a gas flow of a combustion chamber, to have distributed new mind over the intake valve side of a combustion chamber in the compressed self-ignition combustion zone, and to have distributed said internal EGR gas over the exhaust side in the shape of a layer in a compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 4.

[0013] In order to attain the above-mentioned purpose, the tumble flow to which invention according to claim 6 is a controllable tumble control means, and generates the tumble flow which generates said gas flow control means to a combustion chamber in a compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 5 in a cylinder by the compressed self-ignition operating range makes a piston crestal plane the reverse tumble flow which flows from an inspired air flow path to an exhaust side, and let it be a summary to control by the jump-spark-ignition combustion operating range so that said tumble flow turns into an order tumble flow which flows a piston crestal plane from an exhaust side to an inspired air flow path.

[0014] In order to attain the above-mentioned purpose, invention according to claim 7 makes it a summary to inject some fuels during said minus overlap period, and to inject the remaining fuel in the second half of a compression stroke in the compressed self-ignition type gasoline engine of claim 3 thru/or claim 5 given in any 1 term.

[0015] In order to attain the above-mentioned purpose invention according to claim 8 In a compressed self-ignition type gasoline engine given in any 1 term of claim 1 thru/or claim 7 Have the approximate circle cylindrical surface-like crevice where a medial axis becomes parallel to a crankshaft in a piston crestal plane, and the tangential plane which touches said cylinder side at the exhaust side edge of this crevice sets in piston location of about 30 degrees in front of a top dead center. Let it be a summary to be formed so that it may cross inside the outer edge of said cylinder head and exhaust air bulb.

[0016] In order to attain the above-mentioned purpose, invention according to claim 9 makes it a summary to control fuel injection timing so that the fuel injected in the compression stroke from said fuel injection valve is unevenly distributed near the core of an exhaust air bulb in a compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 8.

[0017] In order to attain the above-mentioned purpose, in a compressed self-ignition type gasoline engine given in any 1 term of claim 1 thru/or claim 9, invention according to claim 10 has the 1st ignition plug in the center of combustion chamber abbreviation of the cylinder head, and arranges the 2nd ignition plug outside the exhaust air bulb core of said cylinder head, and makes it a summary to have been made to discharge to the 2nd ignition plug near the compression top dead center in said compressed self-ignition operating range at least.

[0018] In order to attain the above-mentioned purpose invention according to claim 11 The injection valve which has an ignition plug in the center of combustion chamber abbreviation of the cylinder head, and injects a direct fuel in a cylinder is arranged under the suction port. In the compressed self-ignition type gasoline engine which has the stratification combustion operating range which lights by jump spark ignition and carries out flame propagation combustion after forming gaseous mixture, and a self-ignition combustion operating range the fuel injected from this injection valve -- stratification -- Let it be a

summary to inject fuel injection timing in the compression stroke second half at the time of self-ignition combustion operation in the same engine speed earlier than fuel injection timing in said stratification combustion operating range.

[0019] In order to attain the above-mentioned purpose, invention according to claim 12 makes it a summary to have set up so that spacing to fuel injection timing and the compression top dead center in the second half of a compression stroke at the time of said self-ignition combustion operation might become 2.3 times from 1.7 times to spacing from fuel injection timing in said stratification combustion operating range to ignition timing in a compressed self-ignition type gasoline engine according to claim 11.

[0020] In order to attain the above-mentioned purpose invention according to claim 13 In the compressed self-ignition type gasoline engine which switches compressed self-ignition combustion and jump-spark-ignition combustion by the service condition It has the diaphragm with which the interior of a suction port is divided into an up-and-down inhalation-of-air path, and the tumble control valve which can close either of the inhalation-of-air paths of said upper and lower sides. At the time of compression ignition combustion, close an upper inhalation-of-air path by said tumble control valve, and a combustion chamber is made to produce a reverse tumble flow. At the time of stratification combustion of jump spark ignition, close a lower inhalation-of-air path by said tumble control valve, and a combustion chamber is made to produce an order tumble flow, and let it be a summary to open the inhalation-of-air path of said upper and lower sides at both the times of homogeneity combustion of jump spark ignition.

[0021]

[Effect of the Invention] According to invention according to claim 1, in order that a fuel [ in / since compressed self-ignition combustion is started from the exhaust side in a cylinder / the combustion chamber wall surface near the exhaust air bulb ] may be put to an elevated temperature burnt gas and may receive compression with advance of combustion, combustion progresses that it is easy to become an elevated temperature, and generating of an unburnt fuel is suppressed to an intake valve side. the gas which the gas by the side of the exhaust air bulb which does not almost have unburnt [ HC ] highly is discharged previously, and a burnup exists in an intake valve side like an exhaust air line, and occupies unburnt [ in a cylinder / HC / the great portion of ] — self — since it is easy to remain in a cylinder as EGR, unburnt [ which exists in exhaust gas / HC ] decreases, and purification of the improvement in thermal efficiency and exhaust air can be attained.

[0022] According to invention according to claim 2, since the fuel concentration in a cylinder was made for an exhaust air bulb side to become deep to an intake valve side, the combustion initiation from an exhaust side is realizable. Furthermore, that near an exhaust air bulb is an elevated temperature, and when an enriched mixture exists near an exhaust air bulb, the unburnt fuel near the exhaust air bulb can reduce the temperature distribution in the combustion chamber wall surface of the cylinder head, and they can heighten effectiveness according to claim 1 more.

[0023] By according to invention according to claim 3, equipping with a controllable valve gear the valve timing of the minus overlap which both the intake valve and the exhaust air bulb closed near the exhaust air top dead center, and setting valve timing as said minus overlap by the compressed-self-ignition operating range, since an exhaust air bulb becomes with close on the way in an exhaust air line by said minus overlap, it becomes that it is further hard to be discharged, and the gas containing the unburnt fuel which exists in an inspired air flow path will be carried over by degree cycle with residual gas. Therefore, effectiveness according to claim 1 or 2 can be heightened more.

[0024] Since the gas-temperature distribution in a cylinder is made for an exhaust air bulb side to become high to an intake valve side, while the combustion initiation from an exhaust side is realizable according to invention according to claim 4, since whenever [ near an exhaust air bulb / mixed atmospheric temperature ] goes up, the unburnt fuel near the exhaust air bulb can decrease, and the effectiveness of a publication can be raised more to claims 1-3.

[0025] According to invention according to claim 5, an exhaust side according to claim 4 can realize gas-temperature distribution in a cylinder higher than an inspired air flow path by equipping an inhalation-of-air system with the gas flow control means which controls a gas flow of a combustion chamber, having distributed new mind over the intake valve side of a combustion chamber in the compressed self-ignition combustion zone, and having distributed said internal EGR gas over the exhaust side in the shape of a layer.

[0026] According to invention according to claim 6, said gas flow control means It is a controllable tumble control means about the tumble flow generated to a combustion chamber. The tumble flow

generated in a cylinder in a compressed self-ignition operating range makes a piston crestal plane the reverse tumble flow which flows from an inspired air flow path to an exhaust side. Since said tumble flow controlled the piston crestal plane by the jump-spark-ignition combustion operating range to become the order tumble flow which flows to an inspired air flow path from an exhaust side, by it, it becomes possible to acquire effectiveness according to claim 5, without reconciling distribution and a gas flow in a cylinder at the time of jump-spark-ignition combustion whenever [ cylinder internal temperature / at the time of compressed self-ignition combustion ], and sacrificing the engine performance of a jump-spark-ignition operating range.

[0027] According to invention according to claim 7, since he is trying to supply some fuels to a combustion chamber during said minus overlap period, the oxygen which remains in said internal EGR [ near the top dead center in said minus overlap period ], an unburnt fuel, and said newly thrown-in fuel oxidize partially, and reforming is carried out to a reactant high fuel. Since the combustion in a low-temperature region of this fuel by which reforming was carried out is attained more, in addition to the effectiveness of claims 3-5, it becomes possible [ controlling generating of the unburnt fuel in a combustion chamber wall surface ].

[0028] According to invention according to claim 8, it has the approximate circle cylindrical surface-like crevice where a medial axis becomes parallel to a crankshaft in a piston crestal plane, and in front of the top dead center, in the piston location of about 30 degrees, the tangential plane which touches said cylinder side at the exhaust side edge of this crevice is formed so that it may cross inside the outer edge of said cylinder head and exhaust air bulb. For this reason, since the fuel supplied from the fuel injection valve is conveyed near [ elevated temperature ] the exhaust air bulb also in a cylinder head side along the crevice of said piston crestal plane, it becomes possible [ acquiring effectiveness given in seven from claim 1 certainly ].

[0029] In order that the fuel injected from the fuel injection valve may inject to the timing which points to the core of an exhaust air bulb according to invention according to claim 9, it becomes possible to acquire the effectiveness of claim 8 certainly.

[0030] Since the 2nd ignition plug is prepared in the exhaust air bulb side of the cylinder head in which an enriched mixture exists by the combustion chamber and it was made to discharge to said 2nd ignition plug near a compression top dead center by the compressed self-ignition operating range according to invention according to claim 10, in addition to effectiveness given in nine, it becomes possible from claim 1 to ensure initiation of compressed self-ignition combustion.

[0031] According to invention claim 11 and given in 12, since the fuel injection timing in the compression stroke in a compressed self-ignition operating range can be set up appropriately, it becomes possible to reduce the unburnt fuel contained in exhaust gas.

[0032] The diaphragm with which the interior of a suction port is divided into an up-and-down inhalation-of-air path according to invention according to claim 13, It has the tumble control valve which can close either of the inhalation-of-air paths of said upper and lower sides. At the time of compression ignition combustion, close an upper inhalation-of-air path by said tumble control valve, and a combustion chamber is made to produce a reverse tumble flow. Since close a lower inhalation-of-air path by said tumble control valve at the time of stratification combustion of jump spark ignition, a combustion chamber is made to produce an order tumble flow and the inhalation-of-air path of said upper and lower sides was opened at both the times of homogeneity combustion of jump spark ignition. The compressed self-ignition type gasoline engine which satisfied distribution, a gas flow in a cylinder at the time of jump-spark-ignition stratification combustion, and the engine performance at the time of jump-spark-ignition homogeneity combustion whenever [ cylinder internal temperature / which raised the temperature of an exhaust side ], respectively at the time of compressed self-ignition combustion can be offered.

[0033]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of operation of this invention is explained based on a drawing. Drawing 1 is the system configuration Fig. showing the 1st operation gestalt of the compressed self-ignition type gasoline engine concerning this invention. In drawing 1, the combustion chamber 4 is formed of a cylinder block 1, a piston 2, and the cylinder head 3.

[0034] The cylinder head 3 is equipped with the intake valve 6 which opens and closes a suction port 5 and these suction ports 5, and the exhaust air bulb 8 which open and close a suction port 5, the exhaust air port 7 arranged in opposite, and these exhaust air port 7.

[0035] An intake valve 6 and the exhaust air bulb 8 are opened and closed through an air inlet cam 9 and an exhaust cam 10 by the bulb drive system outside drawing, respectively. This bulb drive system



has considered the closing motion stage of an intake valve 6 and the exhaust air bulb 8 as the controllable configuration through the closing motion stage adjustable means 11 and 12 with the directions from the engine control unit 22. That is, modification of a substantial compression ratio, the amount of internal EGR gas, etc. are controlled by low [ of an engine ] and the inside load field, and it is considering as the configuration which can realize the elevated temperature in which compressed self-ignition operation is possible, and a high-pressure condition in them.

[0036] The inlet pipe 13 is connected to the upstream of a suction port 5, the tumble control bulb 14 is attached to the inlet pipe 13 near the downstream end face, and the throttle valve 15 for air content adjustment, the air flow meter for air content measurement which is not illustrated, the air cleaner, etc. are formed in the upstream.

[0037] Furthermore, it crosses to a plane of composition with an inlet pipe 13 near the intake valve 6, and diaphragm 18a which divides tubing up and down is prepared in the interior of a suction port 5. Diaphragm 18b over the center-of-rotation shaft of the tumble control bulb 14 is similarly prepared in the inlet pipe 13 continuously with said diaphragm 18a from the plane of composition with a suction port 5.

[0038] the tumble control bulb 14 and a throttle valve 15 — respectively — the engine control unit 22 — the closing motion means 16 and 17 — minding — bulb closing motion — suppose that it is controllable.

[0039] On the other hand, the bottom of a suction port 5 is attended at the cylinder head 3, and the fuel injection valve 19 which injects the gasoline fuel supplied from a fuel pump 23 in the direct combustion chamber 4 is formed.

[0040] Moreover, the ignition plug 20 is formed in the abbreviation center position in a combustion chamber 4 at the cylinder head 3, and an ignition plug 20 is used when mainly performing the usual jump-spark-ignition combustion at the time of high rotation and a heavy load.

[0041] In the engine control unit 22, as a signal which shows an engine service condition Whenever [ engine rotational frequency signal and crank angle ] A signal, a load signal, an air content signal, an intake-air-temperature signal, An exhaust-gas-temperature signal, a fuel-pressure signal, an oil water temperature signal, etc. are inputted, and data processing is carried out based on the signal of these various kinds. Each bulb opening control of the valve timing of said intake valve 6 and the exhaust air bulb 8, the tumble control bulb 14, and a throttle valve 15, the injection quantity of a fuel injection valve 19 and fuel injection timing, and the ignition timing of an ignition plug 20 are controlled appropriately.

[0042] Drawing 2 is the top view and side elevation showing the crestal plane configuration of a piston 2. it is shown in drawing 2 — as — the crestal plane abbreviation center section of the piston 2 — an engine's crankshaft and abbreviation — the crevice 24 of the shape of an approximate circle cylindrical surface which has an parallel medial axis is formed. And in front of the top dead center, in the piston location in about 30 degrees, the tangential plane 25 which touches said cylinder side at the edge of the exhaust side of the crevice 24 of a piston 2 is formed so that it may cross inside the outer edge 26 of said cylinder head 3 and exhaust air bulb 8.

[0043] For this reason, the tumble flow formed like the inhalation-of-air line of the crevice 24 is maintained to a compression stroke, the fuel further injected from the fuel injection valve 19 in the second half of a compression stroke is conveyed to an exhaust side from an inspired air flow path along a crevice 24, and it arrives at the exhaust air bulb 8 neighborhood near a compression top dead center.

[0044] (a) of drawing 9 and (b) show an example of adjustable control of the valve timing of an intake valve 6 and the exhaust air bulb 8, and at the time of jump-spark-ignition operation, they consider as the condition of (a) which is the usual valve timing, and they are set up so that the valve-overlap stage of the specified quantity when both the exhaust air bulb 8 and the intake valve 6 serve as open in near an exhaust air top dead center may occur.

[0045] Valve timing is made into the condition of (b) at the time of compressed self-ignition operation, namely, it is controlled by the inhalation-of-air line so that the open stage of an intake valve 6 carries out a lag and opens on the way, while the closed stage of the exhaust air bulb 8 carries out a tooth lead angle and closes an exhaust air line on the way, and it is set up so that it may be in a minus overlap condition.

[0046] Thus, it becomes possible to make the burnt gas equivalent to the volume of combustion chamber of an exhaust air bulb close stage pile up in a combustion chamber 4, and to carry over as internal EGR gas to degree cycle by considering as the valve timing which constitutes the minus

overlap period (sealing period) which both induction-exhaust valves closed near the exhaust air top dead center. Compressed self-ignition combustion with the Lean air-fuel ratio is realized near a compression top dead center so that it may mention later, using effectively the heat energy which this internal EGR gas has.

[0047] Next, actuation of this operation gestalt is explained. Drawing 3 is drawing explaining the switching condition of the tumble control bulb 14 in each operation mode, and the condition of the tumble flow formed in a combustion chamber 4.

[0048] The tumble control bulb 14 is controlled in the condition that the path of upper case 5a of a suction port 5 divided with the diaphragm 18 serves as close, and the path of this lower-berth 5b serves as open to be shown in drawing 3 (a) at the time of compressed self-ignition operation. Consequently, new mind mainly flows in a combustion chamber 4 through the outside of an intake valve 6, and the weak reverse tumble flow 27 generates it in a combustion chamber 4. Therefore, in a combustion chamber 4, the internal EGR gas with which a cold new mind was mainly distributed over the top face of an inspired air flow path and a piston 2, and was shut up by another side and the above-mentioned minus overlap is relatively distributed near the exhaust air bulb 7, and the gas temperature in a cylinder will be in a condition [ elevated temperature / neighborhood / exhaust air bulb 7 ].

[0049] On the other hand, the tumble control bulb 14 is controlled by the time of jump-spark-ignition operation by low rotation in the condition that the path of lower-berth 5b of a suction port 5 serves as close, and the path of stage 5a same as the above serves as open to be shown in drawing 3 (b). gaseous mixture uniform when the order tumble flow 28 strong in a combustion chamber 4 occurs by this and the fuel-injection timing from a fuel injection valve 19 is an inhalation-of-air line in the first half — the flow component according to the spraying accomplishment force and an order tumble flow while helping generation, when injection timing serves as the second half of a compression stroke — an interval — the ignition plug 20 neighborhood — stratification — gaseous mixture can be formed and stratification combustion by jump spark ignition is realized.

[0050] In the time of high rotation and jump-spark-ignition operation with a heavy load, as shown in drawing 3 (c), the tumble control bulb 14 is controlled in the condition of becoming a diaphragm 18 and abbreviation parallel, and is changed into the condition that both upper case 5a and lower-berth 5b of a suction port 5 opened. For this reason, inflow resistance of new mind is not made to increase and the engine performance at the time of the full load at the time of jump-spark-ignition operation is maintained.

[0051] Next, the fuel part blanket-like voice of this operation gestalt is explained using drawing 4 . Drawing 4 (a) shows the new mind of a combustion chamber and the distribution of EGR gas in the first half of a compression stroke, drawing 4 (b) shows the situation of the fuel injection in the second half of a compression stroke, and drawing 4 (c) shows the situation of the fuel diffusion in the second half of a compression stroke, respectively.

[0052] As shown in drawing 4 (b), the fuel at the time of compressed self-ignition operation points to the crevice 24 formed in said piston crestal plane in the second half of a compression stroke, and is injected. This fuel is conveyed to an exhaust air bulb side along the cylinder side of said crevice 24 by the reverse tumble flow currently generated in its accomplishment force and a combustion chamber 4 while being evaporated and spread, and the fuel concentration of gaseous mixture is deep near the exhaust air bulb, and is formed in the condition of becoming so thin that it going to an inspired air flow path.

[0053] Since the tangential plane 25 which touches said cylinder side at the exhaust side edge of said crevice 24 of a piston crestal plane is formed in front of the top dead center so that it may cross in the piston location in about 30 degrees inside the outer edge 26 of the cylinder head 3 and the exhaust air bulb 8, the fuel has controlled advancing into the A section in drawing 4 surrounded by the low-temperature combustion chamber wall surface.

[0054] Furthermore, as fuel injection timing of a fuel, it has set up so that the core of the fuel concentration of gaseous mixture may take the lead in the exhaust air bulb 8 near a compression top dead center. A fuel will be distributed over about eight exhaust air bulb which serves as an elevated temperature most among the fields which face in the combustion chamber 4 of the cylinder head 3 by this.

[0055] consequently, the unburnt gas which occurs in the gas-temperature low-temperature region near the combustion chamber wall surface as shown in drawing 6 — about eight exhaust air bulb — setting — alternative distribution of internal EGR, and gaseous mixture — when the effectiveness of

rich-izing of concentration and a hot combustion chamber wall temperature collaborates, it decreases sharply.

[0056] Next, the condition of applying like an expansion line from ignition at the time of self-ignition combustion with reference to drawing 5 is explained.

[0057] It is compressed toward that the gaseous mixture in a combustion chamber 4 is rich near the exhaust air bulb, and the combustion chamber side where it is that the gas which occurred in the exhaust air bulb 8 neighborhood as the first ignition was shown in drawing 5 (a), since it was an elevated temperature, and burned here expands, and the gaseous mixture of the unburnt condition of the perimeter counters the exhaust air bulb 8, and goes. Whenever [ mixed atmospheric temperature / of an unburnt condition ] goes up by this compression, it sequential-lights, it burns and a fuel goes, as shown in drawing 5 (b).

[0058] At the time of a burn out, as shown in drawing 5 (c), the layer of a piston crestal plane and the unburnt fuel which did not result only near the intake valve at ignition will exist.

[0059] The 1st peak of the unburnt fuel (HC) concentration generated the above result at the time of exhaust air bulb 8 open [ which is measured in the exhaust air port 7 ] as shown in drawing 8 It falls by having reduced the unburnt fuel generated on the combustion chamber wall surface of the exhaust air bulb 8 neighborhood. Since the exhaust air bulb 8 serves as close before being discharged, the unburnt fuel generated in the 2nd peak which generates an exhaust air line before termination, i.e., an inspired air flow path combustion chamber wall surface, a piston crestal plane, etc. will be shut up into internal EGR gas, and will burn in degree cycle. Therefore, it makes it possible to obtain improvement in combustion efficiency, and purification of exhaust gas to coincidence.

[0060] If some fuels are injected during said minus overlap period in addition to the above-mentioned effectiveness, fuel reforming using the oxygen which exists in internal EGR gas by compression near an exhaust air top dead center is possible. the low loading region of a self-ignition operating range — reservation of ignitionability — and — relative — Lean — although it is necessary to perform self-ignition combustion by gaseous mixture, it becomes possible to reduce the unburnt fuel generated in the exhaust air bulb 8 neighborhood also in Lean gaseous mixture by reforming the fuel in internal EGR gas by said fuel reforming.

[0061] Moreover, an example of the relation between fuel injection timing in the second half of a compression stroke in a self-ignition combustion zone and HC emission rate measured in the exhaust air port 7 is shown in drawing 11 . In order to aim at reduction of HC emission rate in a self-ignition combustion zone, it turns out that the optimal fuel injection timing exists. This is because the unburnt fuel reduction effectiveness which gaseous mixture becomes thin in order that diffusion of a fuel may progress too much in too early fuel injection timing, and cannot form an enriched mixture in the exhaust air bulb 8 neighborhood enough in fuel injection timing which is too late on the contrary, but is shown in drawing 6 is no longer acquired fully.

[0062] It turns out that said optimal fuel injection timing is earlier than fuel injection timing of jump spark ignition which suited in the same engine speed, and a stratification combustion operating range. this — fuel injection timing of said stratification combustion operating range — stratification — it is for fuel injection timing of a compressed self-ignition operating range having to pass said ignition plug 20 to gaseous mixture being a stage suitable for reaching the ignition plug 20 arranged in the center of abbreviation of the cylinder head 3, having to arrive at the exhaust air bulb 8 neighborhood, and requiring long time amount.

[0063] Furthermore, the optimal fuel injection timing at the time of compressed self-ignition combustion turns into a stage when the period which even a compression top dead center takes from injection becomes twice [ about ] a period from the injection at the time of said stratification combustion in the same engine speed to ignition. Although this generating ignition at the time of compressed self-ignition combustion near a compression top dead center and the distance from the fuel injection valve 19 to the exhaust air bulb 8 are 2 double weakness of the distance from this fuel injection valve 19 to an ignition plug 20, the accomplishment force which the fuel spray's has declining, and an interval are because it is generated.

[0064] Next, the gestalt of the 2nd operation of this invention is explained based on drawing 10 . With the 2nd operation gestalt, it is characterized by adding and installing the 2nd ignition plug 21 in the location which faces in a combustion chamber 4 in the lower part of the exhaust air port 7 to the 1st operation gestalt. Ignition timing is controlled by the engine control unit 22, and the 2nd ignition plug 21 is used in order to mainly discharge at the time of compressed self-ignition combustion and to assist compressed self-ignition combustion initiation.

[0065] In addition to the effectiveness of the 1st operation gestalt, the following effectiveness can be acquired with the 2nd operation gestalt. a low loading region — gaseous mixture — carrying out discharge by the 2nd ignition plug 21 near before [ a compression top dead center ] 40 degree, and making about eight exhaust air bulb generate a radical (activity chemical species) in the case where concentration is relatively thin — Lean — positive ignition can be obtained even if it is gaseous mixture.

[0066] Moreover, in order to avoid rapid combustion, it is necessary to make it light in a heavy load region after a compression top dead center. In such a situation, only compression enables it to generate ignition at the stage demanded by adjusting said amount of minus overlap so that ignition may not occur in front of a top dead center, and carrying out discharge after a top dead center with the 2nd ignition plug 21.

---

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 ( J P )

(12) 公開特許公報 ( A )

(11) 特許出願公開番号  
特開2001-263067  
( P 2 0 0 1 - 2 6 3 0 6 7 A )  
(43) 公開日 平成13年9月26日 (2001.9.26)

(51) Int. Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード (参考)
F02B 1/12		F02B 1/12	3G018
F01L 1/34		F01L 1/34	Z 3G023
F02B 3/10		F02B 3/10	3G065
11/00		11/00	Z 3G084
17/00		17/00	F 3G092

審査請求 未請求 請求項の数13 O L (全11頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2000-70820 ( P 2000-70820 )	(71) 出願人	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(22) 出願日	平成12年3月14日 (2000.3.14)	(72) 発明者	宮窪 博史 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(72) 発明者	平谷 康治 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(74) 代理人	100083806 弁理士 三好 秀和 (外8名)

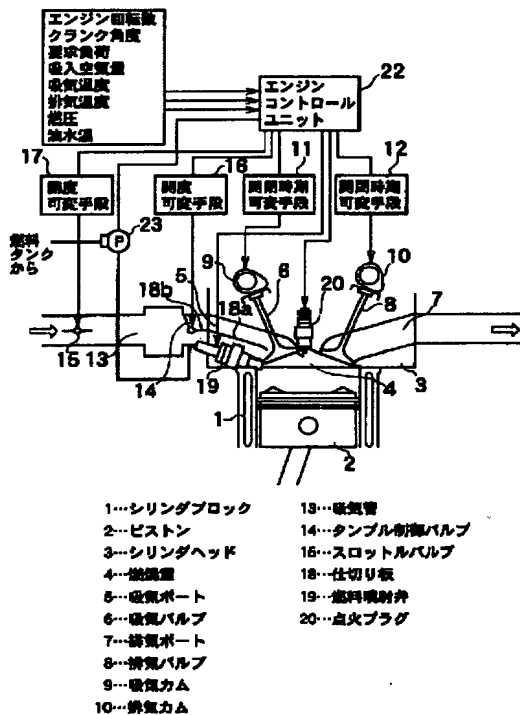
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮自己着火式ガソリン機関

(57) 【要約】

【課題】 圧縮自己着火燃焼時の未燃燃料の排出を低減するとともに燃費を向上させた圧縮自己着火式ガソリン機関を提供する。

【解決手段】 吸気ポート5の内部を上下に仕切る仕切り板18の前端部には、タンプル制御バルブ14が配置されている。圧縮着火燃焼時にはタンプル制御バルブ14により上側の吸気通路を閉じて燃焼室内に逆タンプル流を生じさせ、燃料噴射弁19から噴射した燃料を筒内排気側に濃く分布させる。また圧縮着火燃焼時には吸排気バルブ6、8のタイミングをマイナスオーバーラップ状態となるように開閉時期可変手段16、17を制御し、筒内排気側に内部EGRガスが分布し、筒内排気側が吸気側に対して高温となる温度分布とする。これにより排気側から圧縮着火し、排気行程途中で排気バルブ8が閉じられるため、吸気側の未燃燃料はEGRガスと共に次サイクルへ持ち越される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 少なくとも一部の運転領域で混合気を圧縮自己着火燃焼させる圧縮自己着火式ガソリン機関において、前記圧縮自己着火燃焼時の筒内における燃焼開始位置を排気側としたことを特徴とする圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 2】 筒内に直接燃料を噴射する燃料噴射弁を備え、前記圧縮自己着火運転領域での筒内における燃料濃度を排気バルブ側が吸気バルブ側に対して濃くなるようにしたことを特徴とする請求項 1 記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 3】 排気上死点付近で吸気バルブ及び排気バルブが共に閉じたマイナスオーバーラップのバルブタイミングに制御可能な動弁機構を備え、圧縮自己着火運転領域でバルブタイミングを前記マイナスオーバーラップに設定することにより排気の一部を内部 EGR ガスとして筒内に残留させることを特徴とする請求項 1 または請求項 2 記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 4】 前記圧縮自己着火運転領域における筒内のガス温度を排気バルブ側が吸気バルブ側に対して高くなるようにしたことを特徴とする請求項 3 記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 5】 燃焼室内のガス流動を制御するガス流動制御手段を吸気系に備え、圧縮自己着火燃焼領域では新気を燃焼室内の吸気バルブ側に分布させ、前記内部 EGR ガスを排気側に層状に分布させたことを特徴とする請求項 4 記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 6】 前記ガス流動制御手段は、燃焼室内に生成するタンブル流を制御可能なタンブル制御手段であり、圧縮自己着火運転領域では筒内に生成するタンブル流はピストン冠面を吸気側から排気側へ流れる逆タンブル流とし、火花点火燃焼運転領域では前記タンブル流がピストン冠面を排気側から吸気側へ流れる順タンブル流となるように制御することを特徴とする請求項 5 記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 7】 前記マイナスオーバーラップ期間中に燃料の一部を噴射し、圧縮行程後半に残りの燃料を噴射することを特徴とする請求項 3 ないし請求項 5 のいずれか 1 項記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 8】 ピストン冠面に中心軸がクランク軸と並行となる略円筒面状の凹部を有し、該凹部の排気側端部で前記円筒面に接する接平面が、上死点前およそ 30°でのピストン位置において、前記シリンダヘッドと排気バルブの外端より内側で交差するように形成されていることを特徴とする請求項 1 ないし請求項 7 のいずれか 1 項に記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 9】 前記燃料噴射弁より圧縮行程中に噴射された燃料が排気バルブの中心付近に偏在するように噴射時期を制御することを特徴とする請求項 8 に記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 10】 シリンダヘッドの燃焼室略中央に第 1 の点火プラグを有し、かつ前記シリンダヘッドの排気バルブ中心より外側に第 2 の点火プラグを配し、少なくとも前記圧縮自己着火運転領域において、圧縮上死点付近で第 2 の点火プラグに放電を行なうようにしたことを特徴とする請求項 1 ないし請求項 9 のいずれか 1 項に記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 11】 シリンダヘッドの燃焼室略中央に点火プラグを有し、かつ筒内に直接燃料を噴射する噴射弁を吸気ポートの下方に配置し、該噴射弁より噴射された燃料により成層混合気を形成したのち火花点火により着火し火炎伝播燃焼する成層燃焼運転領域と、自己着火燃焼運転領域とを有する圧縮自己着火式ガソリン機関において、同一エンジン回転数における自己着火燃焼運転時の圧縮行程後半での噴射時期を前記成層燃焼運転領域での噴射時期よりも早い時期に噴射することを特徴とする圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 12】 前記自己着火燃焼運転時の圧縮行程後半での噴射時期と圧縮上死点までの間隔が前記成層燃焼運転領域での噴射時期から点火時期までの間隔に対し 1. 7 倍から 2. 3 倍となるように設定したことを特徴とする請求項 11 に記載の圧縮自己着火式ガソリン機関。

【請求項 13】 圧縮自己着火燃焼と火花点火燃焼とを運転条件により切り換える圧縮自己着火式ガソリン機関において、吸気ポート内部を上下の吸気通路に仕切る仕切り板と、前記上下の吸気通路のいずれか一方を閉じることが可能なタンブル制御弁とを備え、圧縮着火燃焼時には前記タンブル制御弁により上側の吸気通路を閉じて燃焼室内に逆タンブル流を生じさせ、火花点火の成層燃焼時には前記タンブル制御弁により下側の吸気通路を閉じて燃焼室内に順タンブル流を生じさせ、火花点火の均質燃焼時には前記上下の吸気通路を共に開くことを特徴とする圧縮自己着火式ガソリン機関。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、少なくとも一部の運転領域において、混合気を圧縮して自己着火させる圧縮自己着火式ガソリン機関に関する。

## 【0002】

【従来の技術】圧縮自己着火燃焼は、燃焼室の多点で燃焼が開始されるため燃焼速度が速く、通常の火花点火燃焼に比べて空燃比がリーンな状態でも安定した燃焼を実現することができる。このため、燃料消費率の向上が可能であり、また、空燃比がリーンなため燃焼温度が低下することから、排気ガス中の NO<sub>x</sub> を大幅に低減することもできる。

【0003】また、高回転、高負荷領域では、通常の火花点火燃焼を行わせ、低回転、低中負荷領域では前記火花点火燃焼から圧縮自己着火燃焼に燃焼形態を切り替え

ることによって、高回転、高負荷時の高出力性能の確保と、低回転、低中負荷時の燃料消費率向上及び $\text{NO}_x$ の低減という環境性能向上の両立を図ることができる。

【0004】ガソリンのような自己着火性の低い燃料を用いて圧縮自己着火燃焼を行なわせる場合、残留ガスの持つ熱エネルギーを利用することが有効である。これは例えば特開平10-266878号公報に示されているように、排気行程から吸気行程に移行する際に、排気バルブと吸気バルブがともに閉となるマイナスオーバーラップ期間（密閉期間）を設けて、残留ガスを積極的に生じさせる所謂内部EGRを行なわせることで実現される。

#### 【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、前記従来の構成にあっては、吸気ポートに噴射された燃料が新気と混合した状態で燃焼室内に導入され、燃焼室内に残留した内部EGRガスと均一に混合するようになるため、燃焼室壁面近傍の低温層に分布する燃料は圧縮自己着火に至らずに未燃燃料として排出されるので、燃料効率の悪化および排気HCが増加するという問題点があった。

【0006】前記燃焼室壁面での未燃燃料は、混合気ガス温度が低い程かつ燃料濃度が低い程増加する傾向を持っているため、低負荷時の圧縮自己着火燃焼ほど顕著に発生する。

【0007】本発明はかかる問題点に鑑みたもので、その目的は、燃焼室内における高温のEGRガスおよび燃料分布をコントロールし、排気バルブ近傍の燃焼室内温度を高く、また燃料濃度を濃くすることで、圧縮自己着火燃焼時の未燃燃料の排出を低減するとともに燃費を向上させた圧縮自己着火式ガソリン機関を提供することである。

#### 【0008】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため請求項1記載の発明は、少なくとも一部の運転領域で混合気を圧縮自己着火燃焼させる圧縮自己着火式ガソリン機関において、前記圧縮自己着火燃焼時の筒内における燃焼開始位置を排気側としたことを要旨とする。

【0009】上記目的を達成するため請求項2記載の発明は、請求項1記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、筒内に直接燃料を噴射する燃料噴射弁を備え、前記圧縮自己着火運転領域での筒内における燃料濃度を排気バルブ側が吸気バルブ側に対して濃くなるようにしたことを要旨とする。

【0010】上記目的を達成するため請求項3記載の発明は、請求項1または請求項2記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、排気上死点付近で吸気バルブ及び排気バルブが共に閉じたマイナスオーバーラップのバルブタイミングに制御可能な動弁機構を備え、圧縮自己着火運転領域でバルブタイミングを前記マイナスオーバーラップに設定することにより排気の一部を内部EGRガ

スとして筒内に残留させることを要旨とする。

【0011】上記目的を達成するため請求項4記載の発明は、請求項3記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、前記圧縮自己着火運転領域における筒内のガス温度を排気バルブ側が吸気バルブ側に対して高くなるようにしたことを要旨とする。

【0012】上記目的を達成するため請求項5記載の発明は、請求項4記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、燃焼室内のガス流動を制御するガス流動制御手段を吸気系に備え、圧縮自己着火燃焼領域では新気を燃焼室内の吸気バルブ側に分布させ、前記内部EGRガスを排気側に層状に分布させたことを要旨とする。

【0013】上記目的を達成するため請求項6記載の発明は、請求項5記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、前記ガス流動制御手段は、燃焼室内に生成するタンブル流を制御可能なタンブル制御手段であり、圧縮自己着火運転領域では筒内に生成するタンブル流はピストン冠面を吸気側から排気側へ流れる逆タンブル流とし、火花点火燃焼運転領域では前記タンブル流がピストン冠面を排気側から吸気側へ流れる順タンブル流となるように制御することを要旨とする。

【0014】上記目的を達成するため請求項7記載の発明は、請求項3ないし請求項5のいずれか1項記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、前記マイナスオーバーラップ期間中に燃料の一部を噴射し、圧縮行程後半に残りの燃料を噴射することを要旨とする。

【0015】上記目的を達成するため請求項8記載の発明は、請求項1ないし請求項7のいずれか1項に記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、ピストン冠面に中心軸がクランク軸と並行となる略円筒面状の凹部を有し、該凹部の排気側端部で前記円筒面に接する接平面が、上死点前およそ $30^\circ$ でのピストン位置において、前記シリンダヘッドと排気バルブの外端より内側で交差するように形成されていることを要旨とする。

【0016】上記目的を達成するため請求項9記載の発明は、請求項8に記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、前記燃料噴射弁より圧縮行程中に噴射された燃料が排気バルブの中心付近に偏在するように噴射時期を制御することを要旨とする。

【0017】上記目的を達成するため請求項10記載の発明は、請求項1ないし請求項9のいずれか1項に記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、シリンダヘッドの燃焼室略中央に第1の点火プラグを有し、かつ前記シリンダヘッドの排気バルブ中心より外側に第2の点火プラグを配し、少なくとも前記圧縮自己着火運転領域において、圧縮上死点付近で第2の点火プラグに放電を行なうようにしたことを要旨とする。

【0018】上記目的を達成するため請求項11記載の発明は、シリンダヘッドの燃焼室略中央に点火プラグを有し、かつ筒内に直接燃料を噴射する噴射弁を吸気ポー

トの下方に配置し、該噴射弁より噴射された燃料により成層混合気を形成したのち火花点火により着火し火炎伝播燃焼する成層燃焼運転領域と、自己着火燃焼運転領域とを有する圧縮自己着火式ガソリン機関において、同一エンジン回転数における自己着火燃焼運転時の圧縮行程後半での噴射時期を前記成層燃焼運転領域での噴射時期よりも早い時期に噴射することを要旨とする。

【0019】上記目的を達成するため請求項12記載の発明は、請求項11に記載の圧縮自己着火式ガソリン機関において、前記自己着火燃焼運転時の圧縮行程後半での噴射時期と圧縮上死点までの間隔が前記成層燃焼運転領域での噴射時期から点火時期までの間隔に対し1.7倍から2.3倍となるように設定したことを要旨とする。

【0020】上記目的を達成するため請求項13記載の発明は、圧縮自己着火燃焼と火花点火燃焼とを運転条件により切り換える圧縮自己着火式ガソリン機関において、吸気ポート内部を上下の吸気通路に仕切る仕切り板と、前記上下の吸気通路のいずれか一方を閉じることが可能なタンプル制御弁とを備え、圧縮着火燃焼時には前記タンプル制御弁により上側の吸気通路を閉じて燃焼室内に逆タンプル流を生じさせ、火花点火の成層燃焼時には前記タンプル制御弁により下側の吸気通路を閉じて燃焼室内に順タンプル流を生じさせ、火花点火の均質燃焼時には前記上下の吸気通路を共に開くことを要旨とする。

#### 【0021】

【発明の効果】請求項1記載の発明によれば、圧縮自己着火燃焼が筒内の排気側から開始されるため、排気バルブ近傍の燃焼室壁面における燃料は高温な既燃ガスに曝されかつ燃焼の進行とともに圧縮を受けるため高温となり易く燃焼が進み、吸気バルブ側に対し未燃燃料の発生が抑えられる。排気行程では燃焼度が高く未燃HCが殆どない排気バルブ側のガスが先に排出され、吸気バルブ側に存在し筒内未燃HCの大半を占めるガスが自己EGRとして筒内に残留しやすいため、排気ガス中に存在する未燃HCが低減し熱効率向上と排気の浄化が図れる。

【0022】請求項2記載の発明によれば、筒内における燃料濃度を排気バルブ側が吸気バルブ側に対して濃くなるようにしたため、排気側からの燃焼開始を実現できる。さらにシリンダヘッドの燃焼室壁面における温度分布は排気バルブ付近が高温であること、および排気バルブ付近では濃い混合気が存在することにより排気バルブ近傍の未燃燃料が低減し、請求項1に記載の効果をより高めることができる。

【0023】請求項3記載の発明によれば、排気上死点付近で吸気バルブ及び排気バルブが共に閉じたマイナスオーバーラップのバルブタイミングに制御可能な動弁機構を備え、圧縮自己着火運転領域でバルブタイミングを前記マイナスオーバーラップに設定することにより、吸

気側に存在する未燃燃料を含むガスは前記マイナスオーバーラップにより排気バルブが排気行程途中で閉となるためさらに排出され難くなり、残留ガスとともに次サイクルに持ち越されることとなる。よって請求項1または2に記載の効果をより高めることができる。

【0024】請求項4記載の発明によれば、筒内のガス温度分布を排気バルブ側が吸気バルブ側に対して高くなるようにしているため、排気側からの燃焼開始を実現できるとともに、排気バルブ付近での混合気温度が上昇するため排気バルブ近傍の未燃燃料が低減し、請求項1から3に記載の効果をより高めることができる。

【0025】請求項5記載の発明によれば、燃焼室内のガス流動を制御するガス流動制御手段を吸気系に備え、圧縮自己着火燃焼領域では新気を燃焼室内の吸気バルブ側に分布させ、前記内部EGRガスを排気側に層状に分布させたことにより、請求項4記載の排気側が吸気側より高い筒内ガス温度分布を実現できる。

【0026】請求項6記載の発明によれば、前記ガス流動制御手段は、燃焼室内に生成するタンプル流を制御可能なタンプル制御手段であり、圧縮自己着火運転領域では筒内に生成するタンプル流はピストン冠面を吸気側から排気側へ流れる逆タンプル流とし、火花点火燃焼運転領域では前記タンプル流がピストン冠面を排気側から吸気側へ流れる順タンプル流となるように制御するようにしたので、圧縮自己着火燃焼時の筒内温度分布と、火花点火燃焼時の筒内ガス流動とを両立させ、火花点火運転領域の性能を犠牲にすることなく、請求項5記載の効果を達成することが可能となる。

【0027】請求項7記載の発明によれば、前記マイナスオーバーラップ期間中に燃料の一部を燃焼室内に供給するようにしているため、前記マイナスオーバーラップ期間中の上死点近傍において前記内部EGR中に残存する酸素と未燃燃料および新たに投入した前記燃料が部分的に酸化され、反応性の高い燃料に改質される。この改質された燃料はより低温域での燃焼が可能となるため、請求項3から5の効果に加えて、燃焼室壁面での未燃燃料の発生を抑制することが可能となる。

【0028】請求項8記載の発明によれば、ピストン冠面に中心軸がクランク軸と並行となる略円筒面状の凹部を有し、該凹部の排気側端部で前記円筒面に接する接平面が、上死点前およそ30°のピストン位置において、前記シリンダヘッドと排気バルブの外端より内側で交差するように形成されている。このため燃料噴射弁より供給された燃料は前記ピストン冠面の凹部に沿ってシリンダヘッド面の中でも高温な排気バルブ近傍へと輸送されるため、請求項1から7記載の効果を確実に得ることが可能となる。

【0029】請求項9記載の発明によれば、燃料噴射弁から噴射された燃料が排気バルブの中心を指向するタイミングに噴射するため、請求項8の効果を実に得るこ



とが可能となる。

【0030】請求項10記載の発明によれば、燃焼室内で濃い混合気が存在するシリンダヘッドの排気バルブ側に第2の点火プラグを設け圧縮自己着火運転領域で圧縮上死点付近で前記第2の点火プラグに放電するようにしたため、請求項1から9記載の効果に加えて、圧縮自己着火燃焼の開始を確実に行なうことが可能となる。

【0031】請求項11および12記載の発明によれば、圧縮自己着火運転領域での圧縮行程における燃料噴射時期を適切に設定することができるため排気ガス中に含まれる未燃燃料を低減することが可能となる。

【0032】請求項13記載の発明によれば、吸気ポート内部を上下の吸気通路に仕切る仕切り板と、前記上下の吸気通路のいずれか一方を閉じることが可能なタンブル制御弁とを備え、圧縮着火燃焼時には前記タンブル制御弁により上側の吸気通路を閉じて燃焼室内に逆タンブル流を生じさせ、火花点火の成層燃焼時には前記タンブル制御弁により下側の吸気通路を閉じて燃焼室内に順タンブル流を生じさせ、火花点火の均質燃焼時には前記上下の吸気通路を共に開くようにしたので、圧縮自己着火燃焼時に排気側の温度を高めた筒内温度分布と、火花点火成層燃焼時の筒内ガス流動と、火花点火均質燃焼時の性能とをそれぞれ満足させた圧縮自己着火式ガソリン機関を提供することができる。

#### 【0033】

【発明の実施の形態】以下、図面に基づいて本発明の実施の形態について説明する。図1は、本発明に係る圧縮自己着火式ガソリン機関の第1の実施形態を示すシステム構成図である。図1において、シリンダブロック1と、ピストン2と、シリンダヘッド3とにより燃焼室4

が形成されている。

【0034】シリンダヘッド3には、吸気ポート5とこれら吸気ポート5を開閉する吸気バルブ6、および吸気ポート5と対向的に配置された排気ポート7とこれら排気ポート7を開閉する排気バルブ8を備えている。

【0035】吸気バルブ6と排気バルブ8は、それぞれ吸気カム9と排気カム10を介して図外のバルブ駆動系により開閉される。このバルブ駆動系はエンジンコントロールユニット22からの指示により開閉時期可変手段11、12を介して吸気バルブ6、排気バルブ8の開閉時期を制御可能な構成としてある。即ち、機関の低、中負荷領域では実質的な圧縮比の変更、内部EGRガス量などを制御し、圧縮自己着火運転が可能な高温、高圧状態を実現できる構成としている。

【0036】吸気ポート5の上流には吸気管13が接続されており、吸気管13には下流側端面近くにタンブル制御バルブ14を付設してあり、上流側には空気量調整用スロットルバルブ15と図示しない空気量測定用のエアフロメーター、エアクリーナ等を設けてある。

【0037】さらに吸気ポート5の内部には、吸気バル

ブ6の近傍から吸気管13との接合面に渡って、管を上下に分割する仕切り板18aが設けられている。同様に吸気管13には吸気ポート5との接合面からタンブル制御バルブ14の回転中心軸に渡る仕切り板18bが前記仕切り板18aと連続的に設けられている。

【0038】タンブル制御バルブ14とスロットルバルブ15は、それぞれエンジンコントロールユニット22により開閉手段16、17を介してバルブ開閉制御可能としてある。

【0039】一方、シリンダヘッド3には吸気ポート5の下に臨んで、燃料ポンプ23から供給されるガソリン燃料を直接燃焼室4内に噴射する燃料噴射弁19を設けてある。

【0040】またシリンダヘッド3には燃焼室4内の略中心位置に点火プラグ20が設けられており、点火プラグ20は主に高回転、高負荷時に通常の火花点火燃焼を行なう場合に使用する。

【0041】エンジンコントロールユニット22には、機関運転条件を示す信号として、機関回転数信号、クランク角度信号、負荷信号、空気量信号、吸気温度信号、排気温度信号、燃圧信号、油水温信号などが入力され、これら各種の信号に基づいて演算処理を実施し、前記吸気バルブ6、排気バルブ8のバルブタイミング、タンブル制御バルブ14、スロットルバルブ15の各バルブ開度制御、燃料噴射弁19の噴射量と噴射時期、および点火プラグ20の点火時期を適切に制御している。

【0042】図2は、ピストン2の冠面形状を示す平面図及び側面図である。図2に示すように、ピストン2の冠面略中央部には機関のクランク軸と略平行な中心軸を有する略円筒面状の凹部24を設けてある。そして、ピストン2の凹部24の排気側の端部で前記円筒面に接する接平面25が、上死点前およそ30°でのピストン位置において、前記シリンダヘッド3と排気バルブ8の外端26より内側で交差するように形成されている。

【0043】このため、凹部24により吸気行程で形成されたタンブル流が圧縮行程まで維持され、さらに圧縮行程後半で燃料噴射弁19より噴射された燃料が凹部24に沿って吸気側から排気側に輸送され、圧縮上死点付近では排気バルブ8付近に到達するようになっている。

【0044】図9の(a)、(b)は吸気バルブ6、排気バルブ8のバルブタイミングの可変制御の一例を示しており、火花点火運転時には通常のバルブタイミングである(a)の状態とし、排気上死点付近において排気バルブ8と吸気バルブ6がともに開となる所定量のバルブオーバーラップ時期が発生するように設定される。

【0045】圧縮自己着火運転時にはバルブタイミングを(b)の状態とし、すなわち排気バルブ8の閉時期が進角して排気行程途中で閉弁するとともに、吸気バルブ6の開時期が遅角して吸気行程途中で開弁するように制御されマイナスオーバーラップ状態になるように設定さ

れている。

【0046】このように排気上死点付近で吸排気弁が共に閉じたマイナスオーバーラップ期間（密閉期間）を成すバルブタイミングとすることで、排気バルブ閉時期の燃焼室容積に相当する既燃ガスを燃焼室4内に滞留させて次サイクルへ内部EGRガスとして持ち越すことが可能となる。この内部EGRガスのもつ熱エネルギーを有効に利用して後述するようにリーン空燃比での圧縮自己着火燃焼が圧縮上死点付近で実現される。

【0047】次に、本実施形態の動作について説明する。図3は、各運転モードにおけるタンブル制御バルブ14の開閉状態と、燃焼室4内に形成されるタンブル流の状態を説明する図である。

【0048】圧縮自己着火運転時には、図3（a）に示すように、仕切り板18で仕切られた吸気ポート5の上段5aの通路が閉となり、同下段5bの通路が開となる状態にタンブル制御バルブ14を制御する。この結果、新気は主に吸気バルブ6の外側を通過して燃焼室4内に流入し、燃焼室4内には弱い逆タンブル流27が発生する。そのため燃焼室4内では冷えた新気が吸気側およびピストン2の上面に主に分布し、他方、前述のマイナスオーバーラップにより閉じ込められていた内部EGRガスは相対的に排気バルブ7の付近に分布し、筒内のガス温度は排気バルブ7付近がより高温な状態となる。

【0049】一方、低回転での火花点火運転時では、図3（b）に示すように、吸気ポート5の下段5bの通路が閉となり、同上段5aの通路が開となる状態にタンブル制御バルブ14を制御する。これにより燃焼室4内には強い順タンブル流28が発生し、燃料噴射弁19からの燃料噴射タイミングが吸気行程前半の場合には均一な混合気生成を助けるとともに、噴射タイミングが圧縮行程後半となるような場合には噴霧貫徹力と順タンブル流による流動成分があいまって、点火プラグ20付近に成層混合気を形成することができ、火花点火での成層燃焼を実現する。

【0050】高回転、高負荷での火花点火運転時では、図3（c）に示すように、タンブル制御バルブ14は仕切り板18と略平行となる状態に制御し、吸気ポート5の上段5a及び下段5bが共に開いた状態にする。このため新気の流入抵抗を増加させることがなく、火花点火運転時の全負荷時の性能が維持される。

【0051】次に、図4を用いて本実施形態の燃料分布状態を説明する。図4（a）は、圧縮行程前半における燃焼室内の新気とEGRガスの分布を示し、図4（b）は、圧縮行程後半の燃料噴射の様子を示し、図4（c）は、圧縮行程後半の燃料拡散の様子をそれぞれ示すものである。

【0052】図4（b）に示すように、圧縮自己着火運転時の燃料は、圧縮行程後半に前記ピストン冠面に形成した凹部24を指向して噴射される。該燃料は気化、拡

散しながら自らの貫徹力および燃焼室4内に生成している逆タンブル流により、前記凹部24の円筒面に沿って排気バルブ側に輸送され、混合気の燃料濃度は排気バルブ近傍が濃く、吸気側に向かう程薄くなる状態に形成される。

【0053】ピストン冠面の前記凹部24の排気側端部で前記円筒面に接する接平面25が、上死点前およそ30°でのピストン位置において、シリンダヘッド3と排気バルブ8の外端26より内側で交差するように形成されているため、燃料が低温の燃焼室壁面に囲まれた図4中のA部に進入することを抑制している。

【0054】さらに燃料の噴射時期としては、圧縮上死点付近で混合気の燃料濃度の中心が排気バルブ8の中心となるように設定している。これにより燃料はシリンダヘッド3の燃焼室4内に臨む面の内、もっとも高温となる排気バルブ8近傍に分布することとなる。

【0055】この結果、図6に示すように燃焼室壁面近傍のガス温度低温域で発生する未燃ガスは、排気バルブ8近傍において、内部EGRの選択的分布、混合気濃度のリッチ化、および高温の燃焼室壁温の効果が協働することにより大幅に減少する。

【0056】次に、図5を参照して自己着火燃焼時の着火から膨張行程にかけての状態を説明する。

【0057】燃焼室4内の混合気は排気バルブ近傍がリッチかつ高温であるため、最初の着火は、図5（a）に示すように排気バルブ8付近で発生し、ここで燃焼したガスが膨張することで、その周囲の未燃状態の混合気は排気バルブ8に対向する燃焼室面に向かって圧縮されて行く。この圧縮により未燃状態の混合気温度が上昇し、燃料は図5（b）に示すように順次着火、燃焼して行く。

【0058】燃焼終了時には、図5（c）に示すように、ピストン冠面、および吸気バルブ付近にのみ着火に至らなかった未燃燃料の層が存在することとなる。

【0059】以上の結果、図8に示すように、排気ポート7で計測される排気バルブ8開時に発生する未燃燃料（HC）濃度の第1のピークは、排気バルブ8付近の燃焼室壁面で発生する未燃燃料を低減したことで低下し、排気行程終了前に発生する第2のピーク、すなわち吸気側燃焼室壁面、ピストン冠面等で発生した未燃燃料は排出される前に、排気バルブ8が閉となるため、内部EGRガス中に閉じ込められ、次サイクルにおいて燃焼することとなる。よって、燃焼効率の向上と排気ガスの浄化を同時に得ることを可能としている。

【0060】上記効果に加え、前記マイナスオーバーラップ期間中に燃料の一部を噴射すると、排気上死点付近での圧縮により、内部EGRガス中に存在する酸素を用いた燃料改質が可能である。自己着火運転領域の低負荷域では、着火性の確保および相対的にリーン混合気での自己着火燃焼を行なう必要があるが、前記燃料改質によ

り、内部EGRガス中の燃料を改質することで、リーンな混合気においても排気バルブ8付近で発生する未燃燃料を低減することが可能となる。

【0061】また、自己着火燃焼領域における圧縮行程後半における噴射時期と排気ポート7で計測されるHC排出率との関係の一例を図11に示す。自己着火燃焼領域におけるHC排出率の低減を図るためには、最適な噴射時期が存在することがわかる。これは早すぎる噴射時期では燃料の拡散が進み過ぎるため混合気が希薄となり、反対に遅過ぎる噴射時期では排気バルブ8付近に充分濃い混合気を形成できず、図6に示す未燃燃料低減効果が充分には得られなくなるためである。

【0062】前記最適な噴射時期は、同一のエンジン回転数において適合された火花点火、成層燃焼運転領域の噴射時期よりも早いことがわかる。これは前記成層燃焼運転領域の噴射時期は成層混合気がシリンダヘッド3の略中央に配置された点火プラグ20に到達するのに適した時期であるのに対し、圧縮自己着火運転領域の噴射時期は前記点火プラグ20を通り越し排気バルブ8付近に到達しなければならない、長い時間を要するためである。

【0063】さらに、圧縮自己着火燃焼時の最適噴射時期は、噴射から圧縮上死点までに要する期間が、同一エンジン回転数における前記成層燃焼時の噴射から点火までの期間の約2倍となる時期となる。これは、圧縮自己着火燃焼時の着火は圧縮上死点付近で発生すること、および燃料噴射弁19から排気バルブ8までの距離は該燃料噴射弁19から点火プラグ20までの距離の2倍弱であるが、燃料噴霧の持つ貫徹力が減衰することとあいまって生じるためである。

【0064】次に図10に基づいて本発明の第2実施の形態について説明する。第2実施形態では、第1実施形態に対し、第2点火プラグ21を排気ポート7の下方で燃焼室4内に臨む位置に追加して設置したことを特徴としている。第2点火プラグ21はエンジンコントロールユニット22により点火時期が制御されており、主に圧縮自己着火燃焼時に放電を行い圧縮自己着火燃焼開始を補助するために用いている。

【0065】第2実施形態では第1実施形態の効果に加えて、以下の効果を得ることができる。低負荷域で混合気濃度が相対的に薄い場合では、第2点火プラグ21による放電を圧縮上死点前40°付近で実施し、排気バルブ8近傍にラジカル（活性化学種）を生成させることで、リーン混合気であっても確実な着火を得ることができる。

【0066】また、高負荷域では急速な燃焼を回避するために圧縮上死点以降に着火をさせる必要がある。このような状況では圧縮だけでは上死点前に着火が発生しないように前記マイナスオーバーラップ量を調整し、かつ第2点火プラグ21で上死点以降での放電を実施することで要求する時期に着火を発生させることが可能とな

る。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る圧縮自己着火式ガソリン機関の第1実施形態の構成図である。

【図2】実施形態におけるピストン冠面形状を示した図である。

【図3】実施形態の各運転モードにおけるタンプル制御バルブの状態と燃焼室内に形成されるタンプル流の状態を示した図である。

10 【図4】実施形態における圧縮行程の混合気状態を示した図である。

【図5】実施形態における膨張行程の混合気状態を示した図である。

【図6】燃焼室内ガスの温度分布と未燃燃料発生の状況を示した図である。

【図7】実施形態におけるタンプル制御バルブの効果を示した図である。

【図8】本発明による未燃燃料低減の効果を示した図である。

20 【図9】本発明における吸、排気バルブタイミングの設定の一例を示す図である。

【図10】本発明の第2実施形態の要部を示す図である。

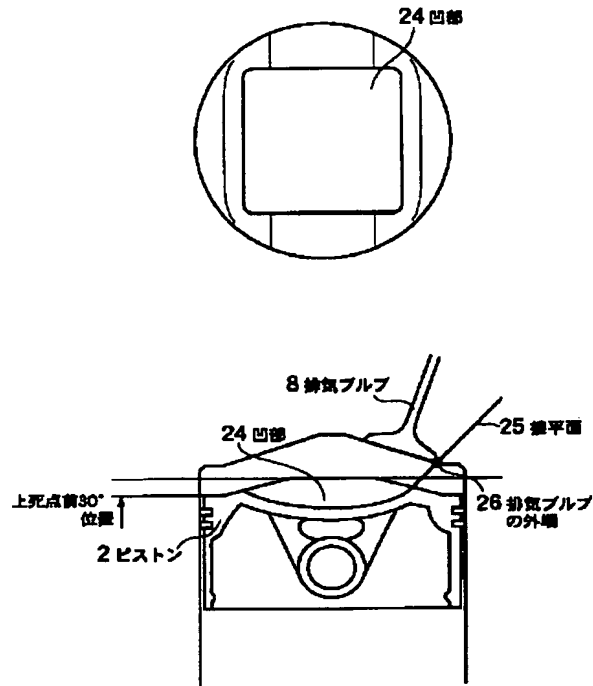
【図11】本発明における噴射時期と排気HC排出率の関係を示した図である。

【符号の説明】

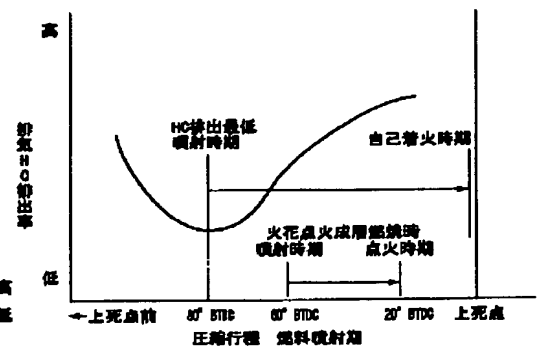
- |       |                |
|-------|----------------|
| 1     | シリンダブロック       |
| 2     | ピストン           |
| 3     | シリンダヘッド        |
| 30 4  | 燃焼室            |
| 5     | 吸気ポート          |
| 6     | 吸気バルブ          |
| 7     | 排気ポート          |
| 8     | 排気バルブ          |
| 9     | 吸気カム           |
| 10    | 排気カム           |
| 11    | 吸気バルブ開閉時期可変手段  |
| 12    | 排気バルブ開閉時期可変手段  |
| 13    | 吸気管            |
| 40 14 | タンプル制御バルブ      |
| 15    | スロットルバルブ       |
| 16    | タンプル制御バルブ開閉手段  |
| 17    | スロットルバルブ開閉手段   |
| 18    | 仕切り板           |
| 19    | 燃料噴射弁          |
| 20    | 点火プラグ          |
| 21    | 第2点火プラグ        |
| 22    | エンジンコントロールユニット |
| 23    | 燃料ポンプ          |
| 50 24 | ピストン冠面凹部       |

## 26 排気バルブ外端

【図 2】

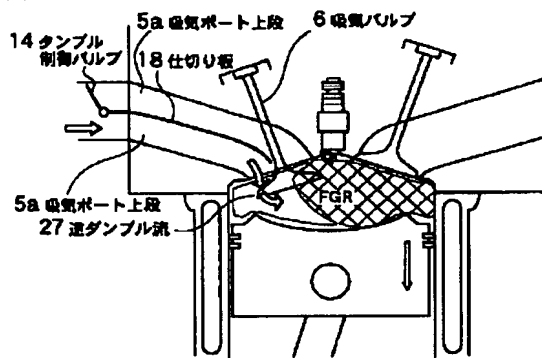


【図 1 1】

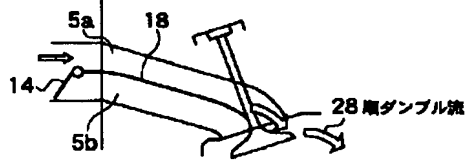


【図 3】

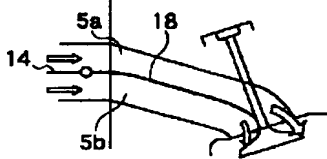
(a) 圧縮自己着火運転時



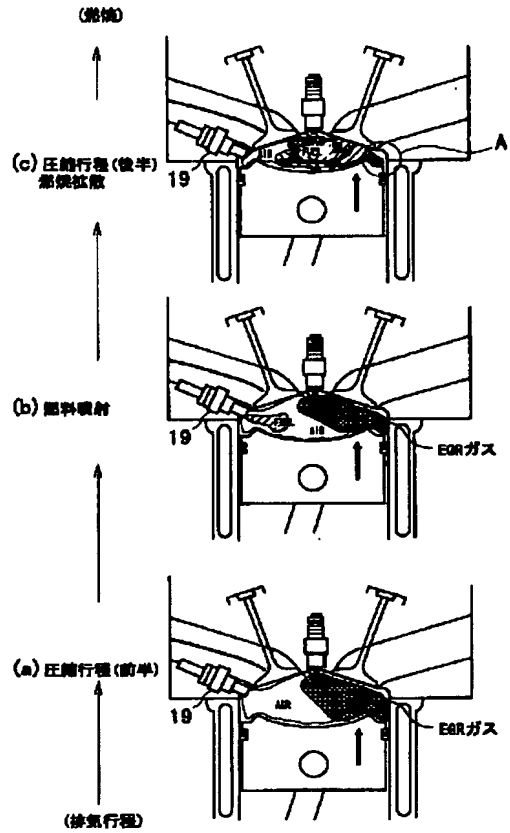
(b) 低回転火花点火運転時



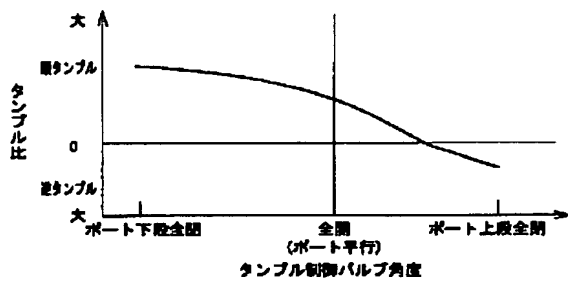
(c) 高回転火花点火運転時



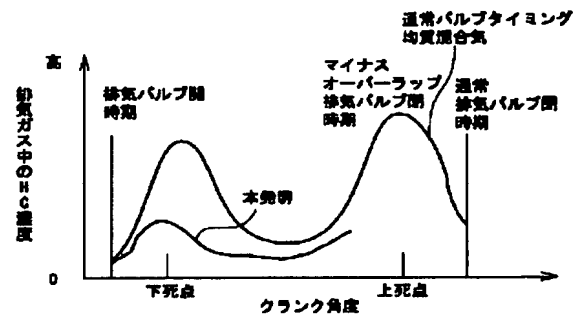
【図 4】



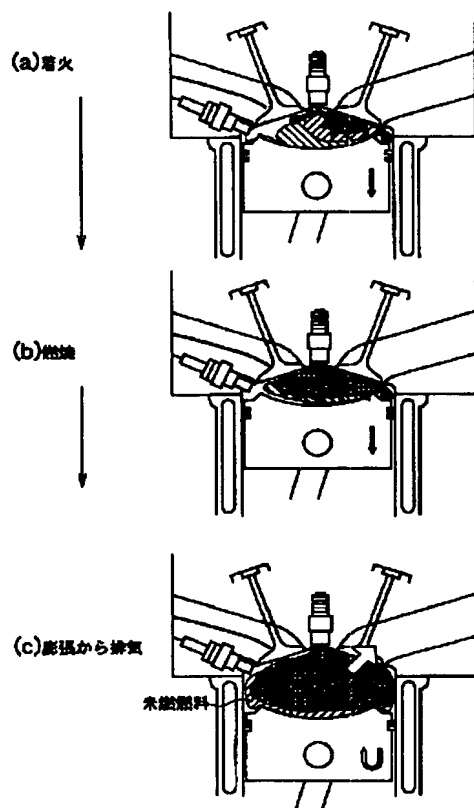
【図 7】



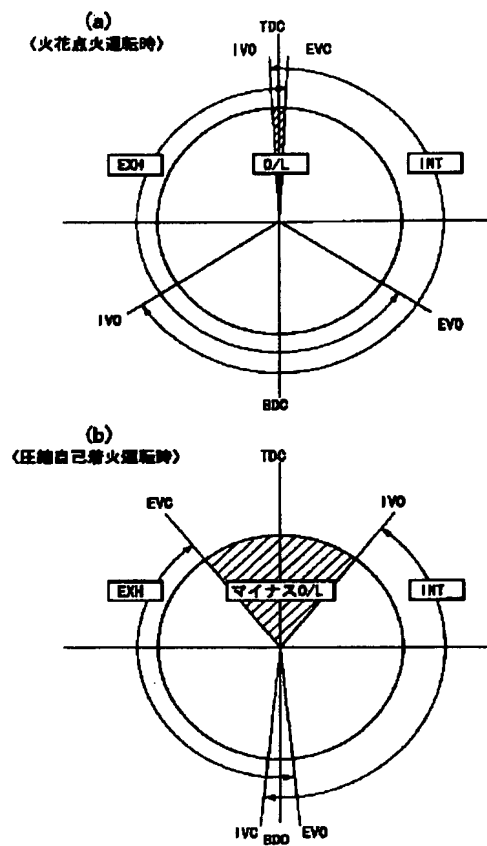
【図 8】



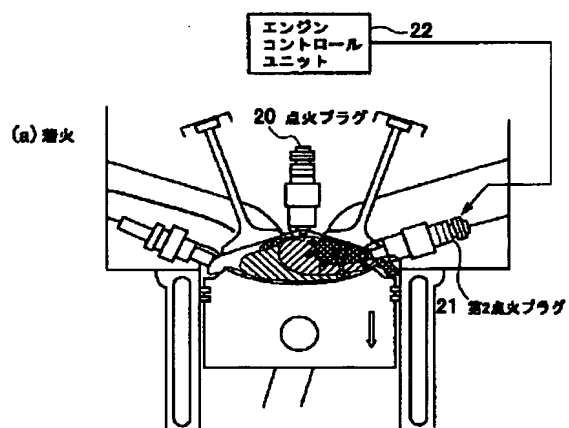
【図 5】



【図 9】



【図 10】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>

F 0 2 B 23/10

31/00

識別記号

3 0 1

F I

F 0 2 B 23/10

31/00

テーマコード (参考)

Z 3 G 3 0 1

M

3 0 1 B

F O 2 D 9/02 3 6 1  
13/02

41/02 3 5 1  
3 7 0  
3 8 0  
3 8 5  
43/00 3 0 1

F O 2 D 9/02  
13/02

41/02  
43/00

3 0 1 C  
3 0 1 F  
3 6 1 H  
D  
J  
K  
3 5 1  
3 7 0  
3 8 0 F  
3 8 5  
3 0 1 G  
3 0 1 J  
3 0 1 U  
3 0 1 Z  
3 0 1 A

F ターム(参考) 3G018 AA11 AB02 AB07 AB17 BA01  
CA00  
3G023 AA02 AA04 AB02 AB03 AB05  
AB06 AC05 AD02 AD05 AD06  
AG02 AG03 AG05  
3G065 AA07 CA00 CA12 DA04 EA08  
EA09 EA11 EA12 GA01 GA05  
GA08 GA09 GA10 GA27 GA41  
GA46 HA02 KA02  
3G084 AA04 BA05 BA13 BA15 BA17  
BA21 BA23 CA03 CA04 DA02  
DA10 EC01 EC03 FA02 FA07  
FA10 FA11 FA18 FA20 FA27  
FA33 FA38  
3G092 AA01 AA06 AA09 AA10 AA11  
AB02 BA05 BA06 BA07 BA09  
BB02 BB06 DA07 DC03 DC06  
DE01S DG07 EA06 EA07  
EA11 FA18 FA24 GA05 GA06  
GA17 GA18 HA01Z HA04Z  
HA06Z HA11Z HB03Z HD01Z  
HE01Z HE03Z HE08Z HF08Z  
3G301 HA01 HA04 HA16 HA17 HA19  
JA02 JA26 KA08 KA09 KA24  
KA25 LA03 LA05 LA07 LB04  
LC01 LC03 LC06 MA12 MA19  
PA01Z PA10Z PA11Z PA17Z  
PB08Z PD11Z PE01Z PE03Z  
PE08Z PF03Z